

文章编号: 1000-8055(2001)03-0199-06

涡轮矩形叶栅中的旋涡模型的进展回顾

周 逊, 韩万金

(哈尔滨工业大学 241 教研室, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 介绍了自 1955 年以来, 在涡轮矩形叶栅流动研究中出现的 6 个有价值的旋涡模型, 论述了它们形成的机理, 以期通过对涡轮矩形叶栅旋涡模型发展状况的回顾, 来说明气动力学领域中发展起来的涡控制技术的实质是设法组织或重新组织涡结构。认为未来涡轮叶栅设计的改进, 在很大程度上取决于这一技术的潜在应用。

关 键 词: 涡轮; 矩形叶栅; 旋涡模型;

中图分类号: V 211

文献标识码: A

1 引 言

流体元与周围流体或固体的相互作用可分解为胀压过程和剪切过程。涡轮机械的气体工质既具有可压缩性又具有粘性, 上述两过程共存于气体的流动之中, 但是两者的地位并不等同。胀压过程是标量过程, 在很大范围内可以采用理想流体模型, 而且在低马赫数下影响较弱, 可以用简化的线性理论来描述; 而剪切过程则是矢量过程, 在任何马赫数与雷诺数下都普遍存在, 除在非常小的雷诺数之下外总是非线性的。因此, 剪切过程构成了气体相互作用的主要形式, 这就决定了在涡轮叶栅气体流动的研究中应主要考虑的问题是旋涡结构。

迄今为止, 国内外同行先后提出了 6 个矩形涡轮叶栅旋涡模型, 下面按出现年代的不同分 3 个方面来加以介绍。

2 古典旋涡模型

古典旋涡模型是由 Haw thorne 于 1955 年根据文献[1]提出的陀螺模型(图 1)第一次给出的。当带有法向涡量的端壁附面层进入弯曲流道时, 会形成流线方向的涡量。这一流动现象类似于陀螺的运动, 圆盘先是处在端壁附面层内, 围绕节距

方向轴旋转, 然后圆盘随流动转入流道, 围绕流向轴旋转并产生二次涡量。

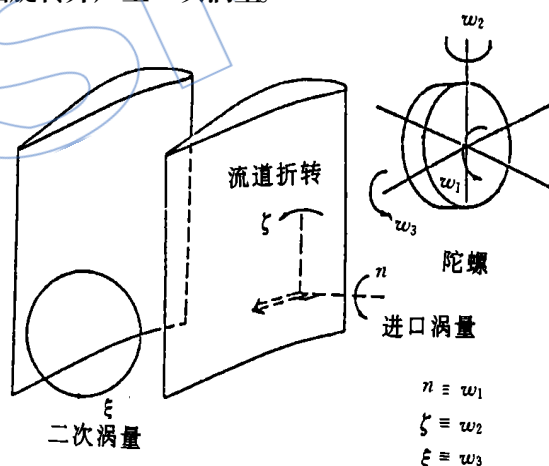


图 1 旋涡的陀螺模型

Fig 1 Top-shaped model of vortex

Haw thorne^[2]描述的古典旋涡模型表示在图 2。此处的通道涡是指进口端壁附面层流过弯曲流道时涡线发生畸变而导致的二次环流的分布。出口边的涡面还包括: (1) 出口边线涡, 其形成是由于进口涡线在通过叶栅时在吸力面和压力面流动速度不同被拉伸的结果。(2) 出口边脱落的涡, 其形成是由于叶片环流的展向变化。出口边线涡和脱落的旋向与通道涡相反。1954 年 Herzig^[3]等用

收稿日期: 2000- 09- 05; 修订日期: 2000- 12- 26

基金项目: 国家教委博士点基金资助项目(EDA F- 24403003 HB- 0241)

作者简介: 周逊(1971-), 男, 哈尔滨工业大学 241 教研室, 博士

烟迹显示证明了通道涡的存在。1955 年 Armstrong^[4]根据在冲动式叶栅后的测量所绘制的二次流速度矢量图, 既为通道涡也为脱落涡的存在提供了证据。

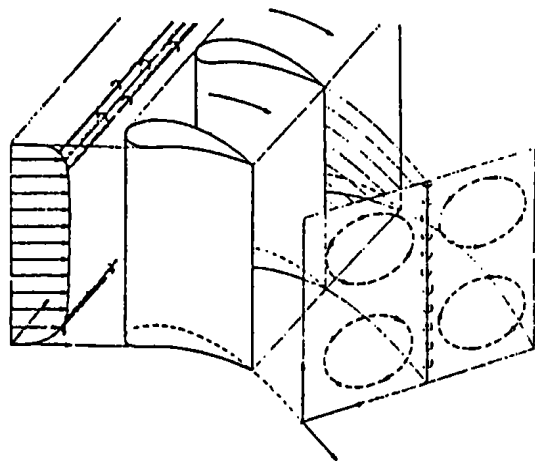


图 2 Hawthorne 提出的经典旋涡模型

Fig 2 Classical secondary flow model of Hawthorne

古典旋涡模型将气体绕流叶栅产生的二次流损失归因于通道涡的形成与发展, 部分地揭示了二次流损失产生的机理, 但是由于没有研究进口端壁附面层与叶片前缘的相互作用以及流道内涡系的演变过程, 该模型尚不能解释叶栅内的全部旋涡结构以及各类集中涡对损失的影响。尽管如此, 在此后相当长的一段时间内再也没有见到其它理论模型。

3 现代旋涡模型

60 年代末期, 首先是传热学者, 然后是涡轮工作者开始对进口边涡系的产生增加了兴趣。70 年代初, 涡轮工作者发现二次流问题与进口边涡及其在流道内的演变有关, 因而摒弃了只测量叶栅上、下游流动的控制体实验方法, 开始详细测量叶栅内部流动。在 Klein^[5]于 1966 年首先提出通道涡与马蹄涡并存的旋涡模型(图 3)之后, 旋涡模型的研究又重新开始。Langston^[6]根据文献[7]的三维流场测量及对极限流线的墨迹显示, 提出了表示在图 4 的现代旋涡模型。

Klein 与 Langston 模型间的主要差别有两点: Langston 明确认为进口马蹄涡压力侧分支进入流道与通道涡合并并成为通道涡的一部分, 而 Klein 的模型中仅能看到端壁附面层向吸力侧集聚和通道涡的形成; Langston 认为进口马蹄涡吸力侧分支继续在吸力面端壁角存在, 而 Klein 则

认为这个涡在遇到通道涡后耗散了。

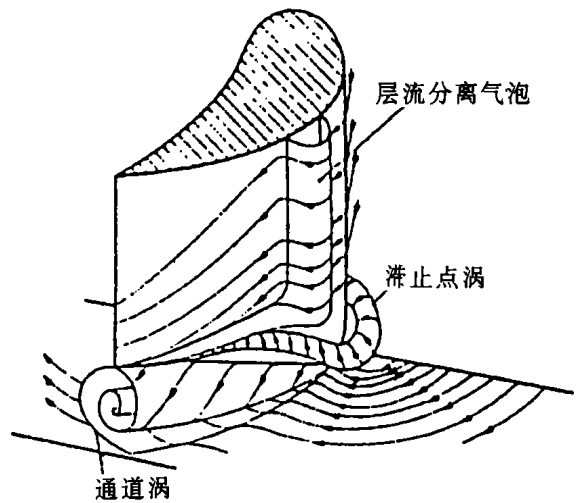


图 3 Klein 端壁流动模型

Fig 3 Endwall flow model by Klein

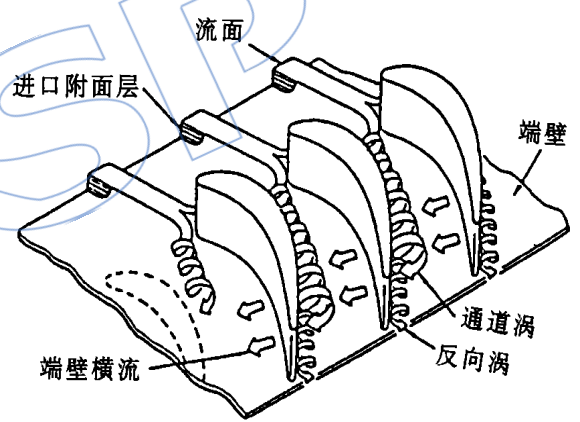


图 4 Langston 的旋涡模型

Fig 4 Endwall flow model by Langston

Langston 旋涡模型主要由马蹄涡、通道涡和壁角涡系组成。下面就从 3 个涡系的发现, 在叶栅中的发生、发展和内部结构来进一步说明 Langston 旋涡模型:

3.1 马蹄涡

1973 年 Blair^[8]将叶片前缘热传导率的显著增加归因于前缘旋涡(马蹄涡)引起的端壁附面层扭曲。1977 年 Marchal 和 Sieverding^[9]又一次证实了马蹄涡的压力侧分支与通道涡旋向相同并最终与其合并。1980 年 Gaugler 和 Russell^[10]对马蹄涡给出了更为详细的描述。1986 年 Ishii^[11]采用油膜与烟线技术对进口马蹄涡结构进行了流动显示, 提出了一个新的流动模型。

如图 5 所示, 进口端壁附面层遇圆柱形叶片

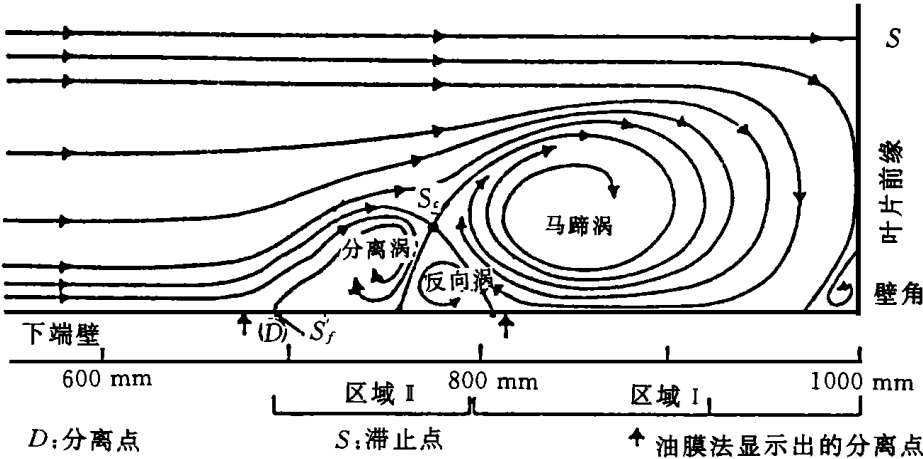


图 5 Ishii 提出的进口边涡流动模型

Fig 5 Inlet vortex flow model by Ishii

前缘, 在 200 mm 长的包括马蹄涡和壁角涡的 I 区和 100 mm 长的包括分离点、分离涡和反向涡的 II 区形成了复杂的分离区。在势流区来流遇叶片前缘形成滞止点 S 。紧贴壁面的低能流体在壁面上逆压梯度的作用下在半鞍点 S'_f 分离, 在附面层内形成顺时针旋转的分离涡, 附面层外的流体继续向叶片前缘流动。在附面层内, 沿端壁法线方向其静压梯度等于势流边界上的静压, 而总压随速度的增大而增大, 因此端壁附面层内存在着指向端壁的负总压梯度。在它的作用下附面层流体向端壁卷起, 形成进口边涡系中尺度和强度最大的马蹄涡。马蹄涡与分离涡以及其它附面层流体相互作用, 在马蹄涡与分离涡之间形成鞍点 S_c , 在分离线与再附线的封闭区域内形成逆时针旋转的反向涡。同时由于马蹄涡与叶片前缘的相互作用, 在角区诱导出与马蹄涡旋向相反的壁角涡。反向涡和壁角涡在与马蹄涡的相互作用下逐步消散, 而分离涡则与马蹄涡合并。

马蹄涡对叶栅流动效率的影响目前有两种说法: 一是认为通道涡在叶栅出口截面上的强度、尺度和位置部分地取决于马蹄涡^[12]。二是认为在其它条件相同的情况下, 进口边形状对叶栅总损失没有影响。圆柱形与楔形进口边叶栅实验结果表明, 两者栅内压力场分布及出口截面上损失沿叶高的分布没多大区别^[13]。Sieverding^[14]在综述二次流研究成果时对上述两种说法作出了统一解释: (1) 若将某尖锐进口边附加到某简单圆柱上能消除进口边涡系是合理的, 但在有叶栅的情况下滞止流线是弯曲的, 对尖锐前缘的冲角不等于零, 实际上气流遇到的仍是钝头进口边。因此进口边

涡强度在很大程度上依赖于冲角; (2) 减弱或消除进口边马蹄涡对通道涡的形状和位置影响确实很小, 而通道涡中心附近流体微团的转速却受到马蹄涡压力侧分支的影响。类似的实验证实了 Sieverding 观点的正确性^[15]。

3.2 通道涡

马蹄涡压力侧分支与相邻叶片马蹄涡吸力侧分支一起进入流道, 在横向压力梯度的作用下与端壁新生附面层一起集聚在吸力面壁角形成通道涡, 然后向叶栅出口发展, 这一过程被称为马蹄涡与通道涡的同步演变。这一说法是 Moore 和 Smith^[16]在 1983 年首先提出的。Sieverding 和 Vanden Bosch 提出了图 6 所示的流动模型, 阐明了马蹄涡与通道涡同步演变的过程。

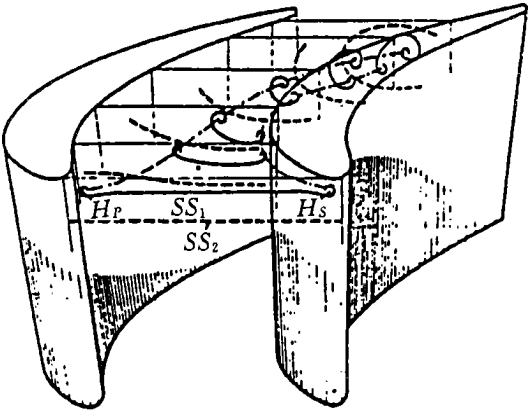


图 6 马蹄涡与通道涡的同步演变

Fig 6 Synchronous evolution of horseshoe and passage vortices after sievarding and V an den Basch

图 6 显示了 SS_1 和 SS_2 两个流面的形状, 始

于上游的 SS_1 在端壁附面层内,而在叶栅流道内不同轴向位置处的 SS_2 在附面层外。在前缘附近 SS_1 流面的两个侧端开始卷入马蹄涡的两个旋向相反的分支—压力侧分支 H_P 和吸力侧分支 H_S ,流面的主要部分几乎没被干扰。在进口平面后,整个流面开始慢慢地旋转,整个流面包括 H_P 和 H_S 都加入了这一逐步发展并进入通道涡的旋涡运动。流动显示表明 H_P 沿着光滑曲线流过通道时没有明显的旋涡运动,说明其涡核与通道涡核重合,而 H_S 绕通道涡核自行卷起,这就证实了 Moore 和 Smith 在乙烯检测实验中的结果。

3.3 壁角涡

壁角涡与通道涡旋向相反,其位置固定在端壁和吸力面壁角处。由于相对尺寸小,它很难被观测到。但如图 7 所示, Gregory-Smith 和 Graves^[17]在高负荷叶栅后气流角的展向分布中发现端壁附近过偏转减小,证明了壁角涡的存在。

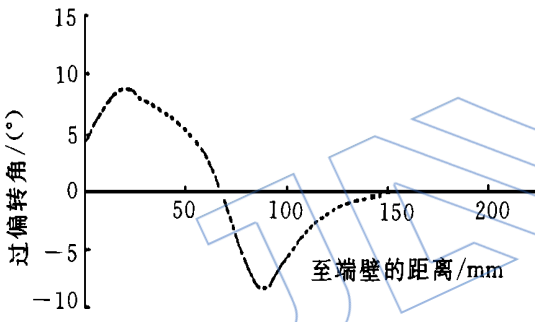


图 7 壁角涡引起的端壁附近过偏转减小

Fig 7 Reduction of overturning near the endwall due to presence of corner vortex

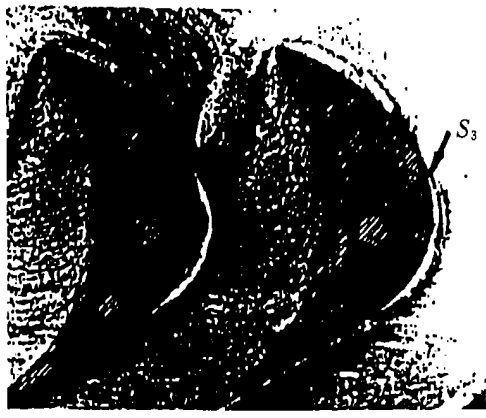


图 8 冲动式叶栅流线显示

Fig 8 Endwall limiting stream lines indicating generation of corner vortex in an impulse blade passage

图 8 所示的是 Belik^[18]于 1975 年用油流显示法显示的大转角冲动式叶栅中的极限流线。在端壁上过偏转受到的影响是由于极限流线几乎与吸力面的最大曲率弧面正交,并与进口端壁附面层在叶栅前缘形成涡运动之后新生附面层产生及其横向流动有关。 S_3 表示的是表征与通道涡旋向相反的涡存在的三维分离线,该分离线起始于马蹄涡压力侧分支与相邻叶片吸力面交点附近,这说明壁角涡可能是通道涡诱导出来的。在横向流动不太强烈的一般叶栅中, Marchal 和 Sieverding^[9]以及 Moore^[19]所作的油流显示实验也证实了壁角涡的存在。

4 最新旋涡模型

图 9 所示的是 Shama 和 Butler^[20]在 1987 年提出的旋涡模型,该模型认为马蹄涡吸力侧分支

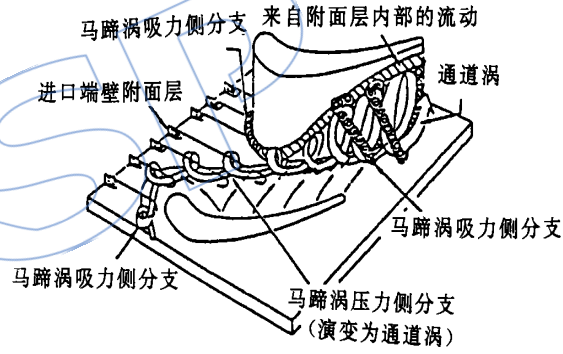


图 9 Shama 和 Butler 的旋涡模型

Fig 9 Vortex model by Shama and Butler

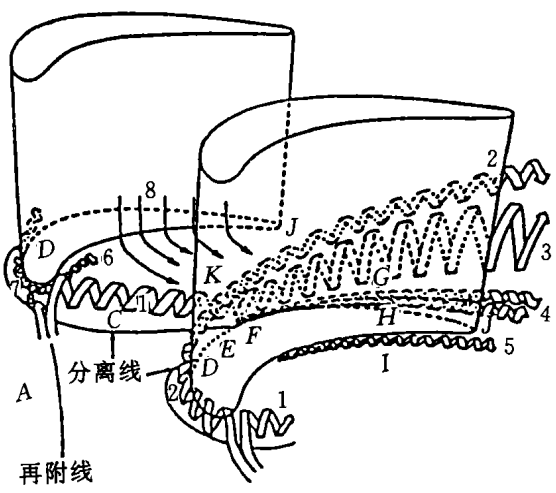


图 10 Goldstein 和 Spores 的旋涡模型

Fig 10 Vortex model by Goldstein and Spores

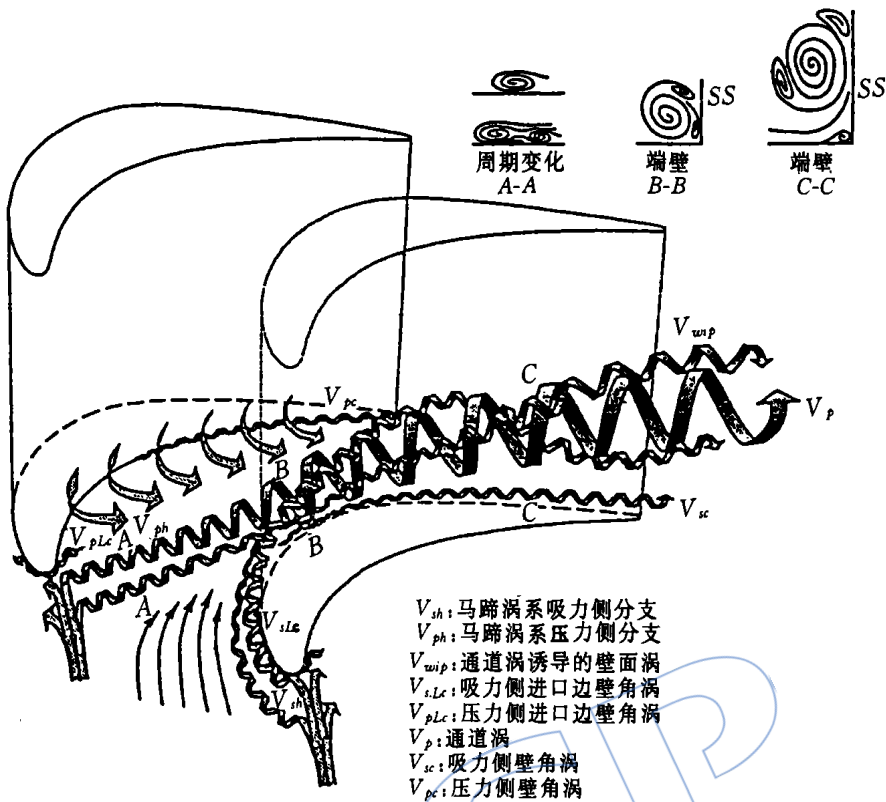


图 11 Wang Haiping 等提出的最新旋涡模型
Fig. 11 Latest vortex model by Wang Haiping et al

并不象Langston 模型那样附着在吸力面, 而是由进口至出口围绕通道涡转过两圈半。图 10 所示的是 Goldstein 和 Spores^[21]在 1988 年提出的旋涡模型, 他们根据质量传输结果认为马蹄涡吸力侧分支是位于通道涡之上并与其一起传播的。如图 11 所示, 1995 年Wang Haiping 等^[22]提出了基于多涡结构的进口流动向多个单涡演变的流动模型, 下面详细介绍这种旋涡模型。

在端壁附近, 叶栅圆柱形前缘的滞止线上马蹄涡的发展由来流端壁附面层和围绕柱面形成的附面层决定。在以往来流端壁附面层厚度小于叶片前缘半径的条件下, 叶栅前缘的旋涡尺度比较大, 而靠近前缘壁角处的旋涡系很小。现代高性能叶片前缘的曲率半径很小, 几乎与来流端壁附面层厚度相等, 这样来流端壁附面层在叶栅前缘分离形成周期变化的涡列式的多涡结构。当进口涡系进入流道时, 多涡结构逐渐演变成单涡流谱: 占主导地位的通道涡, 马蹄涡和壁角涡对, 以及由通道涡诱导出的与其旋向相反的壁面涡。

马蹄涡压力侧分支 V_{ph} 进入流道后, 在横向压力梯度的作用下向相邻叶片的吸力侧运动, 同时卷吸主流和端壁附面层。当此多涡分支接近其

对应涡—来自相邻叶片马蹄涡吸力侧分支 V_{sh} 的进入地点时, 逐渐挤压成一个单个涡, 该地点位于距进口边 $1/4$ 吸力面弧长处。马蹄涡系的压力侧和吸力侧分支向流道内旋转, 汇集部分附面层流体进入一个较小的区域, 并在端壁上进一步扩展。在马蹄涡两个分支的合并点, 不同的流动分量之间相互作用, 在流道内形成一个强度较大的旋涡, 称其为通道涡 V_{po} 。通道涡紧靠着吸力面运动, 当沿流动方向观察时, 其旋转方向为逆时针方向。从运动学观点看, 强烈的横向流动加强了它的旋转, 随着流动的发展, 该涡逐渐上升离开端壁并向下游传播。随着卷吸主流与端壁附面层, 其尺度越来越大。在叶栅喉部的下游, 通道涡强烈旋转推动 V_{sh} 离开吸力面缠绕着通道涡向下游发展。因此, 在某种意义上, 它与 V_{ph} 一样可以作为通道涡系的一部分来讨论。

在叶栅喉部的下游发现了一个紧靠吸力面的尺寸很小、旋度很强的旋涡, 称其为壁面涡 V_{wipo} 。它源于马蹄涡两个分支的合并点, 通道涡将其向上推出到吸力面上。它位于通道涡的上方, 与通道涡构成新涡对, 它们产生上洗和下洗运动。1985 年 Sonota^[23]在导向叶栅中也发现了类似的流动

现象。

由于壁角涡尺寸很小,在前缘被反向涡驱动,增加了烟线进入的困难,因此难以使用烟线技术观察到该涡系。Jabbari 等^[24]在 1992 年进行的表面流动显示,Goldstein 等^[25]在 1994 年进行的萘质量输运当地测量,均发现了壁角涡的存在。图 12 中的壁角涡系 V_{slc} , V_{plc} , V_{sc} , V_{pc} 就是根据上述两个实验表示的。壁角涡是最靠近进口边壁角的那部分来流端壁附面层分离形成的,是分别位于叶片压力面和吸力面壁角的小尺寸涡系。

虽然这一旋涡模型是由某叶栅通过流动显示获得的,但也能表达其它叶栅中的二次流。尽管进口边半径、进气角、出气角、进口端壁附面层和节距等将影响二次流的详细结构,特别是影响叶栅前缘附近形成的多涡马蹄涡结构,对于不同的叶栅将有可能出现明显的差别,但在叶栅出口形成的涡系几乎都包括在本旋涡结构之中。

5 结 论

近 50 年二次流实验研究结果得到了矩形涡轮叶栅流道内复杂的端壁流谱相当详细的描述,但是研究的目的是不仅是为了提供对二次流实际结构完整描述的旋涡模型,更重要的是估价各种涡系产生的机理以及其产生的损失在总损失中所占的比例,为改善叶栅气动性能提供依据。从六种旋涡模型得到的较一致的看法是,通道涡系在叶栅中的各涡系中占主导地位。如果能够确定在各旋涡模型中分歧较大的马蹄涡吸力侧分支是绕通道涡旋转的,则可以视其为通道涡的一部分来一起研究。随着对旋涡结构研究的不断深入,我们知道占主导地位的通道涡以及由其诱导出的壁面涡发生于马蹄涡吸力侧分支和压力侧分支的合并点,这样我们可以通过对叶片型线的改进来使合并点向后推移,如采用超高负荷叶片栅甚至可以使马蹄涡压力侧分支直接打入尾流而不与相邻叶片吸力面相交,从而减小二次流损失。通过对叶片的弯扭可以控制叶栅中径向压力梯度的分布,从而控制通道涡在流道中的位置以减小叶栅的流动损失。采用非光滑表面的叶片也可以减弱湍流附面层中流向涡的作用,使附面层趋于稳定,来减小通道涡的强度以降低叶栅的二次流损失。总之在今后矩形涡轮叶栅二次流研究中的重要任务是,采取什么措施控制通道涡在叶栅出口平面上的强度、尺度和位置,以得到气体绕流中胀压过程与剪切过程的最佳匹配,从而将涡轮叶栅的流动效率

提高到一个新的水平。

参考文献

- [1] Squire H, Winter K. The Secondary Flow in Cascade of Airfoils in a Nonuniform Stream [J]. Journal of Aeronautical Sciences, 1951, 18: 271- 277.
- [2] Hawthorne W R. Rotational Flow Through Cascade [J]. J. Mech. & Appl Math., 1955, 3.
- [3] Herzig H Z, Hansen A G, Costello G R. Visualization Study of Secondary Flow in Cascades [R]. NACA TN 1163, 1954
- [4] Armstrong NCD. The Secondary Flow in a Cascade of Turbine Blades [R]. ARCR & M 2979, 1955
- [5] Klein A. Investigation of the Entry Boundary Layer on the Secondary Flows in the Blading of Axial Turbines [R]. BHRA T1004, 1966
- [6] Langston L S. Crossflows in a Turbine Cascade Passage [J]. ASME Journal of Engineering Power, 1980, 102(4): 866
- [7] Langston L S, Nice M L, Hooper. Three-Dimensional Flow Within a Turbine Blade Passage [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1977, 99(1): 21- 28
- [8] Blair M F. An Experimental Study of Heat Transfer and Film cooling on Large-Scale Turbine Endwalls [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1974, 96(4): 524- 529
- [9] Marchal P, Sieverding C H. Secondary Flow Within Turbomachinery Bladings [J]. Secondary Flows in Turbomachines, AGARD CP214, 1977.
- [10] Gaugler R E, et al. Streamline Flow Visualization Study of a Horseshoe Vortex in a Large-Scale Two-Dimensional Turbine Stator Cascade [R]. ASME Paper No. 80- GT- 4
- [11] Ishii J, et al. A Three-Dimensional Turbulent Detached Flow with a Horseshoe Vortex [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 125- 130
- [12] Jilek J. An Experimental Investigation of the Three-Dimensional Flow within Large-Scale Turbine Cascades [R]. ASME Paper No. 86- GT- 170
- [13] Moore J, et al. Flow in a Turbine Cascade Part I: Losses and Leading Edge Effects [R]. ASME Paper No. 83-GT-68
- [14] Sieverding C H. Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passage [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1985, 107(2): 248- 257.
- [15] Yamamoto A. Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascades: Part I - A Stator Case [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109: 186- 193
- [16] Moore J, Smith B L. Flow in a Turbine Cascade Part II: Measurement of Flow Trajectories by Ethylene Detection [R]. ASME Paper No. 83- GT- 69
- [17] Gregory-Smith D G, Graves C P. Secondary Flows and Losses in a Turbine Cascade [J]. Viscous Effects in Turbomachines, AGARD CP351, 1983

(转第 198 页)

- [5] 蔡睿贤等 对转涡轮特有叶型自动设计程序[J]. 航空动力学报, 1993, 8(2): 177- 178
- [6] Wu C H, Brown C A. A Theory of the Direct and Inverse Problems of Compressible Flow Past Cascade of Arbitrary Airfoils[J]. J. A. S., 1952, 19(3): 183- 196
- [7] Cai R. A Summary of Developments of the Mean-Streamline Method in China [J]. ASME TRANS. J. Engg. For Gas Turbine & Power, 1984, 106(2): 300- 305
- [8] Shapiro A. H. The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow [M]. New York: The Ronald Press Co., 1953

(责任编辑 杨再荣)

Consideration on the Basic Design and Application of Counter-Rotating Turbines

CAI Rui-xian

(Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: According to the comprehensive basic analysis of counter-rotating turbines given by the author ten years ago, some aero-thermodynamic design problems, which have not yet attracted enough attention of turbine designers, are raised and discussed. The possibilities for application of various counter-rotating elementary stages and their cascades are elaborated from the viewpoint of the required matchings of the blades, rotating speeds and pressure ratios between the high pressure and low pressure counter-rotating shafts, and then the turboengine systems suitable for utilization of the counter-rotating turbines are proposed. Finally the possibility and necessity for designing the ultra high turning angle cascades and the ultra high inlet and outlet angle (related to axial direction) low turning angle cascades are considered. Therefore the consideration on integration of the requirements for both the engine systems and turbomachinery gasdynamic designs will be beneficial to the development of the counter-rotating turbines.

Key words: counter-rotating turbine; elementary stage; cascade design; mean streamline method

(The Chinese text of the following abstract is printed in PP199- 204)

- [18] Belik L. Secondary Losses in Turbine Cascade with Low Aspect Ratio and Large Deflection [C]. Proc. 6th conf. on Stream Turbines of Large power Output, Czechoslovakia, Sept. 1975
- [19] Moore J. Flow Trajectories Mixing and Entropy Fluxes in a Turbine Cascade Viscous Effects in Turbomachines [J]. AGARD CP351, 1983
- [20] Shama O P, Butler T L. Predictions of End Wall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109: 229- 236
- [21] Goldstein R J, Spores R A. Turbulent Transport on the End Wall in the Region between Adjacent Turbine Blades [J]. Journal of Heat Transfer, 1988, 110: 862- 896
- [22] Wang Haping, Steven J Dison, Richard J Goldstein, et al. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades [R]. ASME Paper No. 95- GT- 7.
- [23] Sonoda T. Experimental Investigation on Spatial Development of Streamwise Vortices in a Turbine Inlet Guide Vane Cascade [R]. ASME Paper No. 85- GT- 20
- [24] Jabbari M Y, et al. Three Dimensional Flow within Large Scale Turbine Cascades [J]. Wärme Und Stoffübertragung, 1992, 27: 51- 59
- [25] Goldstein R J, et al. The Influence of Secondary Flows nears the Endwall and Boundary Layer Disturbance on Convective Transport from a Turbine Blade [R]. ASME Paper No. 94- GT- 165

(责任编辑 杨再荣)

A Review of Vortex Model Development for Rectangular Turbine Cascades

ZHOU Xun, HAN Wan-jin

(School of Energy Science & Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Six valuable vortex models for the rectangular turbine cascades are considered and the mechanisms of their evolution are discussed. The review comes to a conclusion that the substance of the vortex controlling technology in aerodynamic field is an attempt to construct or reconstruct the vortex structure. Therefore the future improvement in the flow efficiency of the turbine cascades is the optimum matching between cutting and expansion of the gas curved flow by controlling the strength, length and location of the passage vortex at outlet plane.

Key words: turbine; rectangular cascade; vortex model